

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Zařízení pro testování dopravních válečků

Testing Device for Conveyor Rollers

Student:

Jaroslav Sklenář

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jaroslav Sklenář**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Zařízení pro testování dopravních válečků**  
**Testing Device for Conveyor Rollers**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete koncept zkušebního zařízení pro životnostní zkoušky dopravních válečků.

Proveďte rešerši v oblasti dopravních válečků se zaměřením na válečky pásových dopravníků.

Zařízení má umožňovat:

- provádění zkoušek u více válečků najednou,
- nastavení individuální hodnoty radiální přitlačné síly pro každý zkoušený váleček.

Zpracujte konstrukční návrh zařízení včetně pohonu. Nakreslete výkres sestavení formátu min. A1 a dva dílenské výkresy vybraných dílů (dle výběru vedoucím práce).

Konstrukční návrh podložit nezbytnými návrhovými a kontrolními výpočty nosných dílů konstrukce včetně návrhu pohonu.

Seznam doporučené odborné literatury:

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I – Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000.

BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. VUT Brno, 1987.

BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek 1*. SNTL Praha, 1990.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

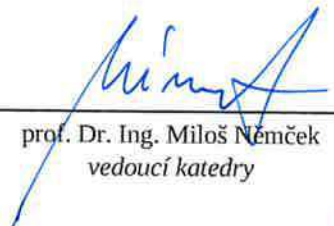
KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II - Pohony*. Montanex a.s., Ostrava, 2002.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



---

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....16.5.2016.....

.....  
podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě ..... 16.5.2016

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jaroslav Sklenář

Adresa trvalého pobytu autora práce:

V Podlesí 223, Grygov 783 73

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SKLENÁŘ, J. Zařízení pro testování dopravních válečků : bakalářská práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, s. Vedoucí práce: Hrudíčková, M.

Cílem bakalářské práce je navrhnout zařízení pro testování dopravních válečků včetně pohonu. V teoretické části jsou uvedeny základní informace o dopravnících, konkretizované na pásovou dopravu. Následuje konstrukční řešení zatěžovacího systému a jeho výpočty. Dále jsou provedeny kontrolní výpočty hřídele, ložisek a rámu, který podpírá ložiskové jednotky. Jako přílohy přikládám výkres sestavy, výrobní výkres hřídele a tlačníku.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SKLENÁŘ, J. Testing Device for Conveyor Rollers : bachelor thesis. Ostrava : Technical University of Ostrava, Faculty of mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, s. Thesis head: Hrudíčková, M.

The goal of this bachelor thesis is to design a testing device for conveyor rollers including a drive. The theoretical part includes basic information about conveyors that are concretized for belt conveyors. Next part is devoted to a structural solution of a loading system and its calculations. The following chapter includes control calculations of shaft, bearings and the frame, which supports the bearings unit. Attachments of this bachelor thesis are drawings of testing device, pusher device and a shaft.

## Obsah

	strana
Seznam použitých symbolů.....	2
1 Úvod.....	6
2 Dopravník.....	7
2.1 Rozdělení dopravníků [2].....	7
2.1.1 Pásové dopravníky.....	7
2.1.2 Pohon pásových dopravníků .....	9
2.1.3 Dopravní pás .....	9
3 Dopravníkové válečky.....	10
3.1 Technické parametry.....	12
4 Návrh zkušebního zařízení .....	13
5 Nastavení individuálního zatížení válečku .....	15
6 Pohon bubnu .....	17
6.1 Motor s převodovkou.....	17
7 Výpočet hřídele.....	18
7.1 Kontrolní výpočet přenesení točivého momentu perem.....	18
7.2 Zatížení hřídele .....	19
7.3 Souhrn sil působících na hřídel .....	21
8 Ložiskové jednotky .....	27
9 Kontrola šroubu a matice.....	28
9.1 Pevnostní výpočet matice.....	28
9.2 Pevnostní výpočet šroubu .....	29
10 Valivý odpor .....	31
11 Kontrola nosného prvku ložiskové jednotky.....	32
12 Závěr.....	35
Seznam použité literatury.....	36
Seznam příloh .....	37

## Seznam použitých symbolů

Značka	Význam	Jednotka
$b_p$	šířka pera	mm
$b_{TR}$	vnitřní šířka trubky	mm
$d$	průměr válečku	mm
$d_i$	průměr hřídele	mm
$d_p$	průměr drátu pružiny	mm
$d_s$	průměr šroubu	mm
$f_z$	součinitel smykového tření	-
$g$	gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$h_{sv}$	výška svaru	mm
$k_3$	převodní součinitel koutových svarů	-
$k_s$	součinitel statické bezpečnosti	-
$k_{sv}$	součinitel bezpečnosti svarového spoje	-
$k_{sz}$	statický součinitel bezpečnosti závitu	-
$l_p$	délka pera	mm
$l_q$	délka působení spojitého zatížení	mm
$l_R$	vzdálenost podpor	mm
$l_{RAx}$	vzdálenost podpory od podložky trubky	mm
$l_{sp}$	délka stlačení pružiny	mm
$l_{sv}$	délka svaru	mm
$l_x$	vzdálenosti sil působících na hřídel	mm
$m$	počet závitů pružiny	-
$m_B$	hmotnost bubnu	kg
$m_m$	výška matice	mm
$m_{max}$	maximální hmotnostní zatížení válečku	kg
$m_{val}$	hmotnost válečku	kg
$n_B$	otáčky bubnu	$min^{-1}$
$n_G$	počet sil působících na hřídel jedním válečkem	-
$n_{Lmax}$	maximální otáčky ložiska	$min^{-1}$
$n_p$	výstupní otáčky převodovky	$min^{-1}$
$p$	exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem	-
$p_{D11423}$	dovolený měrný tlak materiálu 11 423	MPa



$p_{Dp}$	dovolený tlak působící na pero	MPa
$p_m$	měrný tlak působící na závit matice	MPa
$p_p$	tlak působící na pero	MPa
$q$	spojité zatížení	$N \cdot mm^{-1}$
$q_c$	celkové spojité zatížení	$N \cdot mm^{-1}$
$t_{1p}$	hloubka drážky pro pero v náboji	mm
$v_{val}$	obvodová rychlost válečku	$m \cdot s^{-1}$
$B$	šířka dopravního pásu	mm
$B_{TR}$	vnější šířka trubky	mm
$C$	dynamická únosnost ložiska	kN
$C_0$	statická únosnost ložiska	kN
$D$	rozteč drátu pružiny	mm
$D_B$	vnější průměr bubnu	mm
$D_e$	vnější průměr pružiny	mm
$D_i$	vnitřní průměr pružiny	mm
$D_{im}$	průměr závitu matice	mm
$E$	modul pružnosti v tahu	MPa
$F_{Bg}$	síla působící na hřídel tíhou bubnu	N
$F_n$	síla při největším stlačení pružiny	N
$F_p$	síla působící na stěnu pera	N
$F_{pr}$	přítlačná síla pružiny	N
$F_{RB}$	síla působící na poloměru bubnu	N
$F_{tDV}$	třecí síla dolního válečku	N
$F_{tHV}$	třecí síla horního válečku	N
$F_{tSV}$	třecí síla středního válečku	N
$F_{tv}$	výsledná třecí síla všech válečků	N
$F_{TZ}$	obvodová síla na závit	N
$F_{vi}$	síla působící na hřídel válečkem	N
$F_{vix}$	síla působící na hřídel válečkem v ose X	N
$F_{viy}$	síla působící na hřídel válečkem v ose Y	N
$F_{yvi}$	gravitační síla válečku ve směru zatěžující síly	N
$G$	zatěžující síla válečkem	N
$G_{val}$	gravitační síla válečku	N

H	dopravní výška	mm
H <sub>1</sub>	nosná hloubka závitu	mm
J <sub>yTR</sub>	sklopený kvadratický moment průřezu svaru	mm <sup>4</sup>
L <sub>10</sub>	trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti	mil.ot
L <sub>10h</sub>	trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti	hod
L <sub>h</sub>	dopravní délka	m
L <sub>i</sub>	délka válečku	mm
L <sub>n</sub>	délka stlačené pružiny	mm
L <sub>o</sub>	délka nestlačené pružiny	mm
M <sub>B</sub>	ohybový moment vyvolaný tíhou bubnů	Nmm
M <sub>k</sub>	třecí moment závitu	Nmm
M <sub>omax</sub>	maximální ohybový moment	Nmm
M <sub>RAx</sub>	ohybový moment vyvolaný podporou R <sub>Ax</sub>	Nmm
M <sub>vimax</sub>	maximální ohybový moment vyvolaný F <sub>vix</sub>	N
M <sub>vix</sub>	ohybový moment vyvolaný silou F <sub>vix</sub>	Nmm
M <sub>viy</sub>	ohybový moment vyvolaný silou F <sub>viy</sub>	Nmm
P <sub>m</sub>	stoupání závitu matice	mm
Q <sub>z</sub>	maximální zrno	mm
R <sub>Av</sub>	výsledná reakce v podpoře A	N
R <sub>Ax</sub>	síla v podpoře A v ose X	N
R <sub>Ay</sub>	síla v podpoře A v ose Y	N
R <sub>Bv</sub>	výsledná reakce v podpoře B	N
R <sub>Bx</sub>	síla v podpoře B v ose X	N
R <sub>By</sub>	síla v podpoře B v ose Y	N
R <sub>e11423</sub>	mez kluzu v tahu materiálu 11 423	MPa
R <sub>e14220</sub>	mez kluzu materiálu 14 220	MPa
R <sub>eš</sub>	mez kluzu šroubu	MPa
R <sub>m14220</sub>	pevnost v tahu materiálu 14 220	MPa
S <sub>sv</sub>	plocha průřezu svaru	mm <sup>2</sup>
S <sub>š</sub>	plocha průřezu nejmenšího průměru šroubu	mm <sup>2</sup>
T <sub>M</sub>	Točivý moment motoru	Nm
T <sub>P</sub>	Točivý moment převodovky	Nm
W <sub>osv</sub>	kvadratický moment průřezu svaru v ohybu	mm <sup>3</sup>
W <sub>TR</sub>	kvadratický moment průřezu v ohybu trubky	mm <sup>3</sup>

$\Sigma F_x$	suma všech sil v ose X	N
$\Sigma F_y$	suma všech sil v ose Y	N
$\alpha_z$	vrcholový úhel závitu	°
$\beta$	sklon válečků ve stoličce	°
$\beta_z$	součinitel krutu pro jednochodý závit	-
$\gamma_i$	úhel působení síly válečku na hřídel	°
$\zeta$	součinitel valivého tření ocel - pryž	-
$\sigma_{D11423}$	dovolené napětí v ohybu materiálu 11 423	MPa
$\sigma_{\text{omax}}$	největší ohybové napětí hřídele	MPa
$\sigma_{\text{otr}}$	ohybový moment trubky	MPa
$\sigma_{\text{red}}$	redukované napětí hřídele	MPa
$\sigma_{\text{sv}}$	ohybové napětí svaru	MPa
$\sigma_{\text{svred}}$	redukované napětí svaru	MPa
$\sigma_{\text{šred}}$	redukované napětí šroubu	MPa
$\sigma_t$	namáhání šroubu na tah	MPa
$\sigma_{\text{tsv}}$	tlakové namáhání svaru	MPa
$\tau_k$	namáhání šroubu na krut	MPa
$\tau_{\text{smax}}$	největší smykové napětí hřídele	MPa
$\varphi$	redukovaný třecí úhel	°
$\psi$	úhel stoupání	°

# 1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout koncept zkušebního zařízení pro životnostní zkoušky dopravních válečků, vyrobené firmou TRANSROLL – CZ, s.r.o. včetně pohonu.

Zařízení má umožňovat testování více válečků najednou s ohledem na jeho velikost. Přitom radiální přitlačná síla na každý váleček by měla být individuální.

V teoretické části se zaměřím na dopravníky a jejich rozdělení. Dále pak na dopravní válečky zejména ty, které se využívají u pásových dopravníků.

Následně v části praktické navrhnu nosnou konstrukci, na které budou jednoduché zatěžovací mechanismy. Do těch se budou vkládat testované válečky. Hlavní prioritou pro mě bude navrhnout jeden pohon pro všechny válečky z důvodu velikosti zařízení. Jako první spočítám zatížení válečku, od kterého se bude odvíjet návrh a výpočet zatěžovacího mechanismu. Následovat budou kontrolní výpočty nosné konstrukce. Vzhledem k plánovaným rotačním součástem zařízení zkontroluji i životnost ložisek a bezpečnost hřídele.

Cíle bakalářské práce:

1. Provést rešerši v oblasti dopravníkových válečků se zaměřením na válečky pásových dopravníků
2. Navrhnout konstrukci zařízení pro testování více válečků najednou
3. Zkonstruovat systém individuálního zatěžování válečků
4. Provést nezbytné kontrolní výpočty nosných dílů konstrukce včetně návrhu pohonu
5. Vyhотовit výkresy

## 2 Dopravník

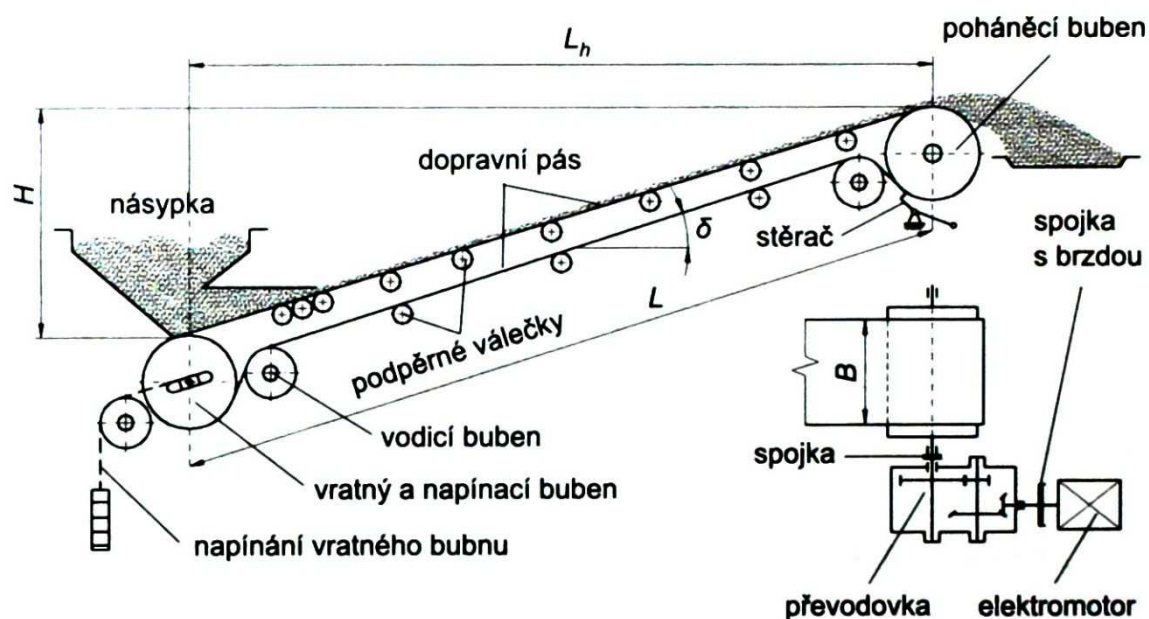
Dopravník je zařízení pro neustálý pohyb sypkého, kusového nebo uceleného materiálu.

### 2.1 Rozdělení dopravníků [2]

- Pásový dopravník - ohebný, podepíraný a poháněný válci. Využívá se pro sypké materiály nebo pro kusové zboží.
- Šnekový dopravník - šnek otáčející se v trubce nebo žlabu slouží pro sypké materiály jako obilí, pelety, granule, uhlí do kotle.
- Řetězový dopravník - také podvěsný dopravník. Na tažném elementu jsou úchyty nebo závěsy.
- Hřeblový dopravník - v kovovém korytu táhne řetěz hřebel, příčné díly, které oddělují hrubší sypký materiál.
- Destičkový dopravník - dopravované předměty jsou dopravníkem vedeny mezi bočním hrazením. Vhodné pro vysoké úzké předměty.
- Korečkový dopravník - obvykle jsou děrované, slouží pro dopravu písku i svislým směrem.
- Válečkový dopravník - válečky usazené ve stolici tvoří souvislou dráhu. Gravitační tratě nejsou poháněné, případně můžou mít poháněcí válečky nebo pásy. Používají se pro transport a manipulaci kusového.
- Kladičková trať – osa je osazena kotouči - kladičkami. Na sousedních osách se přesahují, aby nikde nevznikla souvislá mezera. Dopravník se používá pro manipulaci s plochými předměty: plechy, tabule skla, nábytkové dílce.
- Nátrásný žlab - koryto, kde jeden konec je výše než druhý, pohon třese žlabem a díky tomu se materiál (např. rubanina v uhelných dolech) přesouvá žlabem níž.

#### 2.1.1 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky (Obr. 2-1) se řadí mezi mechanické dopravníky a slouží k dopravě sypkých a polotekutých hmot při těžbě surovin, v potravinářském průmyslu nebo logistických centrech. Tam mohou přepravovat i jednotlivé předměty jako jsou: krabice apod.



Obr. 2-1 Šikmý pásový dopravník [11]

Jeho tažným elementem je pás, napnutý mezi poháněcím a vratným bubnem. Po celé délce je pás podpírán válečkovými stolicemi. Výhodou tohoto dopravníku je malá spotřeba energie a nízká vlastní hmotnost.

Rozdělení pásových dopravníků dle ČSN 26 001 [1]

- podle tažného elementu
  - a) s gumovým pásem (nebo pásem z PVC)
  - b) s ocelovým pásem
  - c) s ocelogumovým pásem
  - d) s pásem z drátěného pletiva
- podle nosné konstrukce
  - a) stabilní
  - b) pojízdné
  - c) přestavitelné
- podle sklonu
  - a) vodorovné
  - b) šikmé
  - c) lomené
- podle počtu hnacích bubnů
  - a) jednobubnové
  - b) vícebubnové

### 2.1.2 Pohon pásových dopravníků

Pro pohon pásových dopravníků s výkonem do 100 kW se používají třífázové asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko a pružné spojky. Pro výkony přes 100 kW se používají asynchronní motory s kotvou kroužkovou a odporovými spouštěči [1].

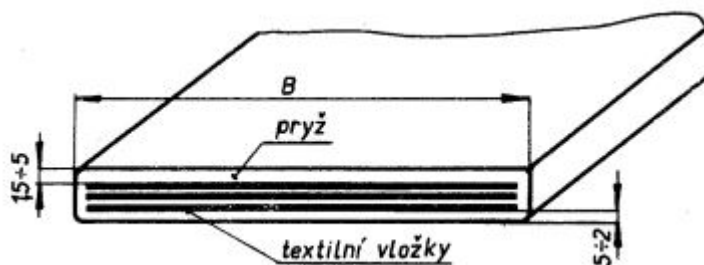
### 2.1.3 Dopravní pás

Nekonečný dopravní pás tvoří jednu z hlavní části dopravníku. Je to zároveň jak tažný element, tak nosný. Pohlcuje všechny odpory, které vznikají dopravováním materiálu a břemen [3].

Dopravní pás je tvořen buď kostrou textilní, nebo ocelovými lanky a ochrannými vrstvami z měkké gumy (Obr. 2-2) Textilní kostra je složena z textilních vložek v počtu  $2 \div 14$  spojených navzájem vrstvami z měkké gumy [1].

Rozdělení dopravních pásů [1]

- podle konstrukce
  - a) kryté
  - b) řezané
  - c) nekryté



Obr. 2-2 Dopravní pás [1]

Horní krycí vrstva chrání textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, mechanickým poškozením a atmosférickými vlivy, dolní především před účinky nosných prvků. Boční krycí vrstva chrání textilní kostru před odíráním vodícími lištami nebo strážními válečky. Horní krycí vrstva bývá silnější (zpravidla  $1,5 \div 5$  mm), dolní tenčí ( $1,5 \div 2$  mm) [1].

Nevýhodou všech uvedených typů pásů je jejich obtížné čištění a komplikované vedení vratné větve [4].

### 3 Dopravníkové válečky

HLADKÉ VÁLEČKY		STRÁŽNÍ VÁLEČKY	
POGUMOVANÉ VÁLEČKY		DISKOVÉ VÁLEČKY (SAMOČISTIČI)	
DOPADOVÉ VÁLEČKY		SPIRÁLOVÉ VÁLEČKY (SAMOČISTIČI)	
PLASTOVÉ VÁLEČKY		BUBNY	
DOPRAVNÍKOVÉ VÁLEČKY		DOPRAVNÍKOVÉ VÁLEČKY	

Obr. 3-1 Typy válečků [7]

Na nosný váleček jsou kladeny následující požadavky: malý odpor proti otáčení, jednoduchá konstrukce a údržba (mazání, výměna ložisek), malá vlastní hmotnost. Váleček je skoro vždy uložen na valivých ložiskách, pouze u lehkých přenosných dopravníků se používá kluzného uložení na samomazných ložiskách.

Utěsnění ložisek může být provedeno klasickými těsnicími kroužky nebo labyrintovým těsněním. První alternativu používáme většinou u válečků menších průměrů, neboť přes dostatečné výhody v jednoduchosti a nízké ceně způsobuje poněkud větší odpor proti otáčení a vyžaduje broušený povrch hřídele [1].

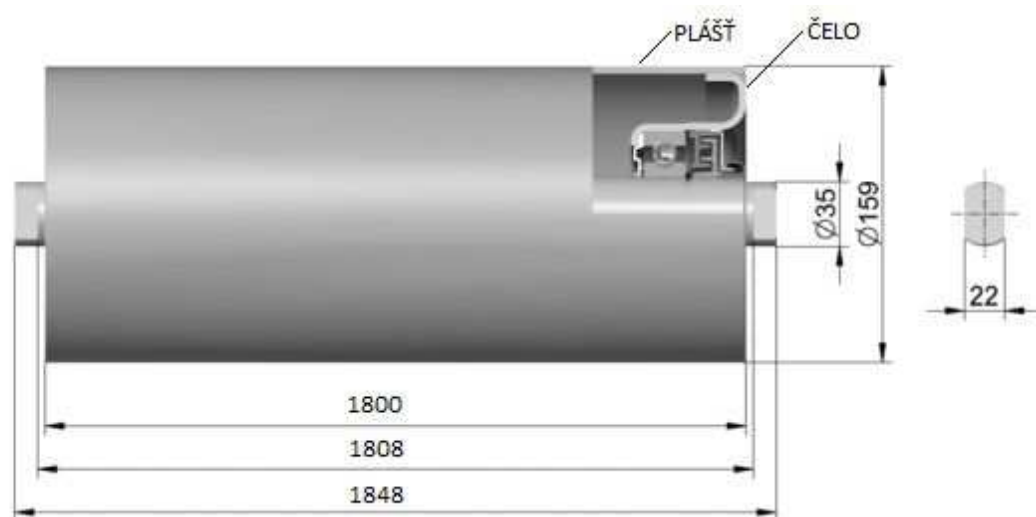
U mého zadaného válečku je použito LOŽISKO 6308 ČSN 02 4630 s labyrintovým těsněním (viz Obr. 3-2).



Obr. 3-2 Labyrintové těsnění [7]

Plášť válečku vyroben z ocelové bezešvé trubky o síle stěny 4 mm. Čelo je z taženého ocelového plechu, následně přivařeného k plášti.

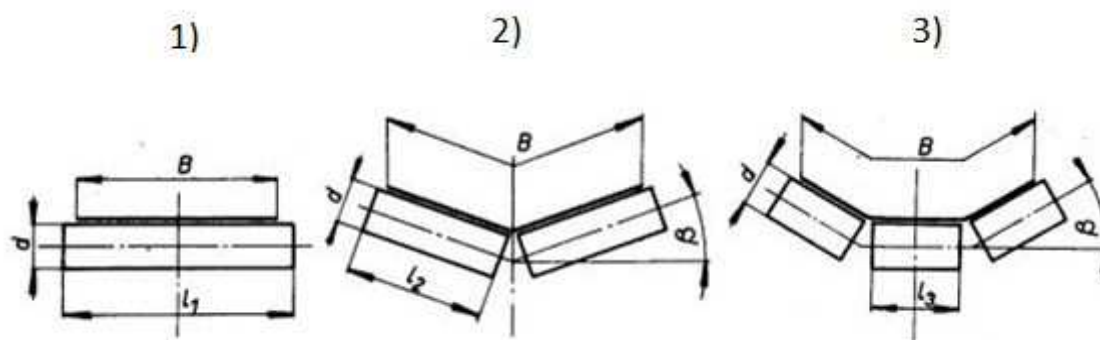




Obr. 3-3 Zvolený váleček [7]

Povrch válečku může být pogumován ve snaze zmenšit opotřebení dopravního pásu zejména v místech pod násypkou, kde vrstva gumy svou pružností napomáhá tlumit nárazy materiálu padajícího na pás [1].

Uspořádání válečků ve stolicích (viz Obr. 3-4), kde jsou rovněž zakótovány jejich základní rozměry.



Obr. 3-4 Uspořádání dopravních válečků [1]

### 3.1 Technické parametry

Technické parametry uvedené v tabulce (viz Tab. 1) přísluší k mému zadání, a to k prvnímu typu uspořádání dopravních válečků (viz Obr. 3-4). V následující tabulce (Tab. 2) jsou již vyjmuté parametry, které potřebuji k dalším výpočtům.

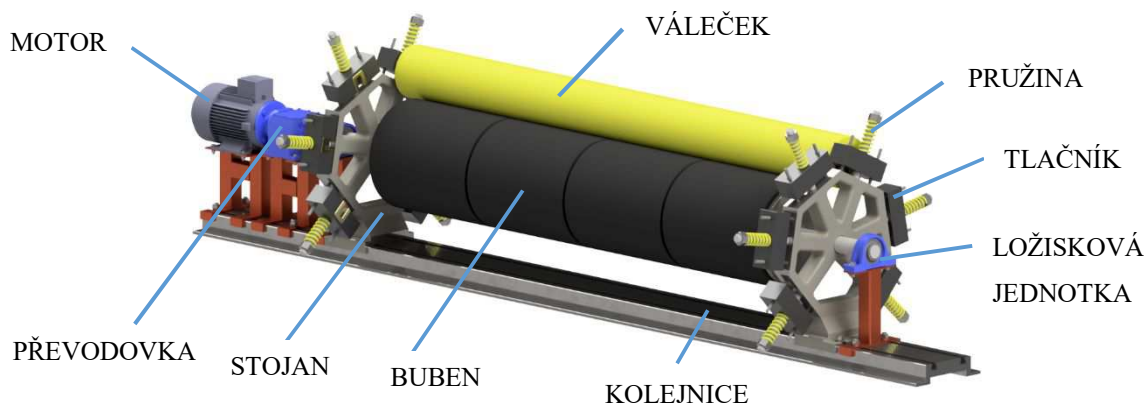
Tab. 1 - Technické parametry [7]

Délka válečku [mm]	500	600	750	950	1150	1400	1600	1800	-	-
B [mm]	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Max. zrno [mm]	100	150	250	300	400	500	600	675	750	800
Hmotnostní zatížení [kg]	17,5	28	50	91	134	200	274	368	470	589
Dopravní rychlost [m/s]	3,15							x	x	x
	x	x	x	x	x	4		x	x	x
	x	x	x	x	x	5				

Tab. 2 - Zadaný váleček

d =	159	mm
L =	1800	mm
B =	1600	mm
Q <sub>z</sub> =	675	mm
m <sub>max</sub> =	368	kg
m <sub>val</sub> =	50,6	kg
v <sub>val</sub> =	5	m/s

#### 4 Návrh zkušebního zařízení

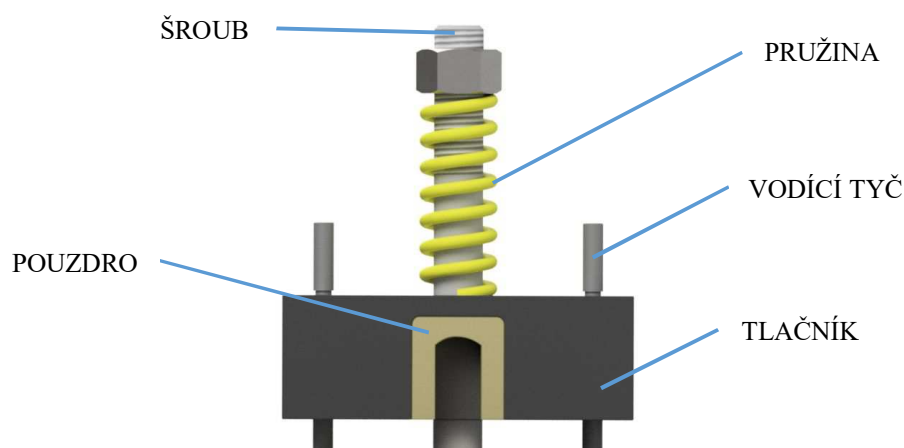


Obr. 4-1 Návrh konstrukce

Zkušební zařízení, umožňující testování šesti válečků (Obr. 4-1), se skládá z hlavní vodící kolejnice s vyfrézovanými „T“ drážkami, po které se mohou posouvat rámy pro motor, převodovku a ložiskové jednotky.

Hlavní pohyblivé části tvoří dva stojany, v nichž jsou našroubované vodící tyče a šrouby (Obr. 4-2). Ty slouží k lineárnímu pohybu tlačníku.

Tlačníky v sobě mají vyměnitelná pouzdra (Obr. 4-2) kvůli různým velikostem válečků. Do nich se vkládají ofrézované konce hřídelů (Obr. 3-3). Utáhnutím matice o vypočítanou vzdálenost stlačíme pružinu, a ta vyvolá maximální přitlačnou sílu. Díky tomu se váleček opře, po celé své délce, o pryžový povrch bubnů.

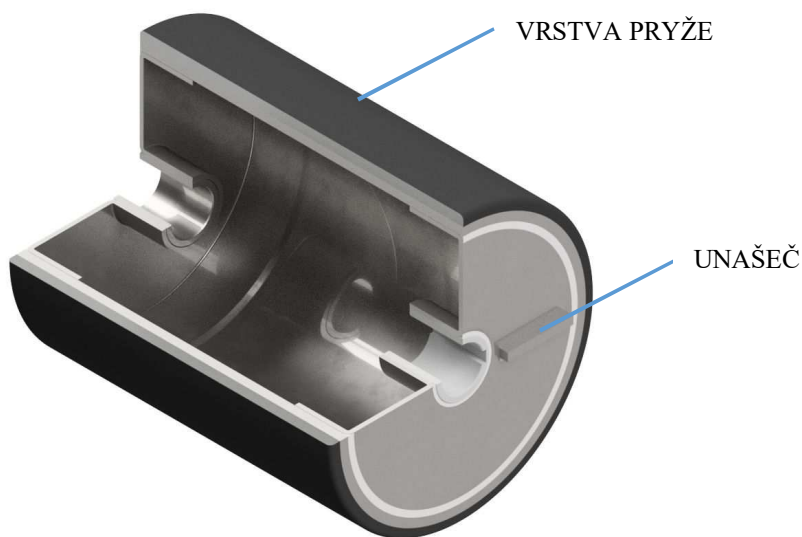


Obr. 4-2 Detail tlačníku

Rotaci všech válečků najednou zajišťují již zmíněné bubny, jenž na sobě mají vrstvu pryže, to simuluje kontakt mezi válečkem a dopravním pásem v praxi. Bubny jsou nasunuty na hřídeli a krouticí moment se přenáší pomocí pera ČSN 02 2562 [5]. Mezi sebou se pak

navzájem pohánějí díky přivařeným unašečům na bocích (Obr. 4-3). Vzhledem k tomu, že jsou snímatelné, mohou se na zařízení testovat i různé délky válečků.

V mém případě jsem zvolil šířku jednoho bubnu 400 mm, takže pro nastavení šířky zvoleného pásu jsou potřeba čtyři kusy.



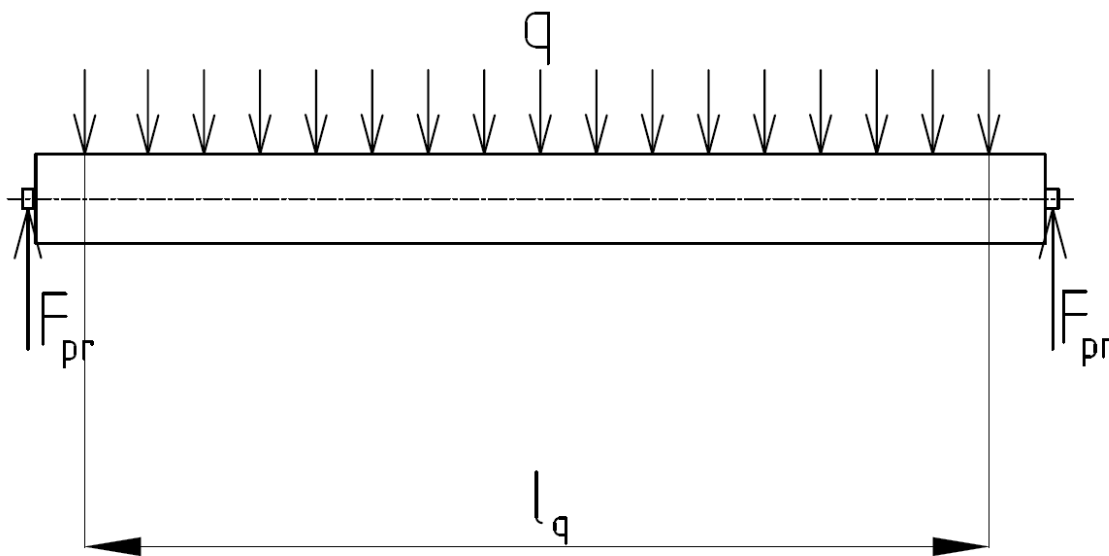
*Obr. 4-3 Řez poháněcím bubnem*

Při výměně válečků se se povolí matice, které drží stojan na kolejnici a rám pro ložiskovou jednotku. Tyto části se odsunou a válečky se jednoduše vyjmou. Pouze při výměně bubnů je nutné slisovat ložiskovou jednotku.

## 5 Nastavení individuálního zatížení válečku

Přítlačná síla působící na válečky se nastavuje pomocí pružin (Obr. 4-2). Přitahováním matice se pružina stlačuje a váleček uchycený v pouzdru se zatěžuje lineárně zvětšující silou.

Na obrázku (Obr. 5-1) je možné vidět schématické zaznačení působících sil na dopravní váleček. Spojité zatížení  $q$  vypočítáme z maximálního zatížení válečku a dosazením do rovnice (5.1) dostaneme potřebnou přítlačnou sílu  $F_{pr}$ .



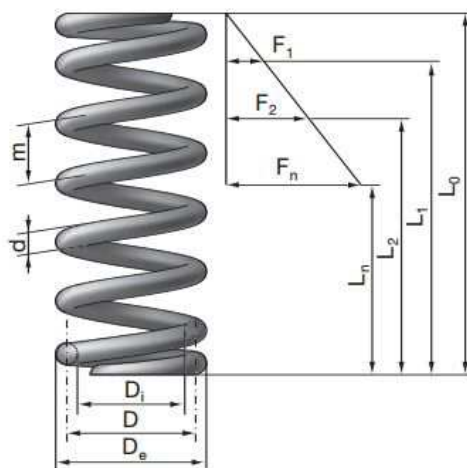
Obr. 5-1 Zatížení válečku přítlačnými silami pružin

Výpočet přítlačné síly pružiny  $F_{pr}$

$$F_{pr} = \frac{q \cdot l_q}{2} = \frac{\frac{m_{max} \cdot g}{l_q} \cdot l_q}{2} = \frac{\frac{368 \cdot 9,81}{1600} \cdot 1600}{2} = 1805N \quad (5.1)$$

K vyvolání přítlačné síly volím tlačnou pružinu 81/10/3 -1.1200 [10].

V tabulce (Tab. 3) jsou uvedeny parametry vybrané pružiny. Podle vzorce (5.2) vypočítám potřebnou délku stlačení pružiny k vyvození přitlačné síly  $F_{pr}$ .



Obr. 5-2 Tlačná pružina [10]

Tab. 3 - Základní technické informace pružiny [10]

$d_p =$	6	mm
$D =$	32	mm
$D_i =$	26	mm
$D_e =$	38	mm
$L_o =$	97	mm
$L_n =$	62,5	mm
$F_n =$	1856,1	N
$m =$	7,5	

Výpočet délky stlačení  $l_{SP}$  k vyvození síly  $F_{pr}$

$$l_{SP} = \cos \left[ \arctg \left( \frac{F_n}{L_o - L_n} \right) \right] * F_{pr} \quad (5.2)$$

$$l_{SP} = \cos \left[ \arctg \left( \frac{1856,1}{97 - 62,5} \right) \right] * 1805 = 33,54 \text{ mm}$$

## 6 Pohon bubnu

K navrhnutí ideální kombinace motoru s převodovkou pro pohon bubnu, je nutné spočítat otáčky (6.1) z maximální obvodové rychlosti zvoleného válečku. Vnější průměr bubnu je odvozen z konstrukčního provedení stojanu.

Výpočet otáček bubnu  $n_B$

$$n_B = \frac{v_{val} \cdot 1000 \cdot 60}{D_B \cdot \pi} = \frac{5 \cdot 1000 \cdot 60}{324 \cdot \pi} = 294,73 \text{ min}^{-1} \quad (6.1)$$

### 6.1 Motor s převodovkou

Pro svůj konstrukční návrh volím motor s převodovkou ze sortimentu firmy TOS Znojmo [8]. V následujících tabulkách (Tab. 4, Tab. 5) jsou uvedeny vybrané typy.

Tab. 4 - Motor

Typ	trojfázový asynchronní motor nakrátko 1LA7 4 pólový
Velikost	90L
Výkon [kW]	1,5
Jmenovitý moment [Nm]	10,1
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	1420
Účinnost [%]	79

Tab. 5 - Převodovka

Typ	MTC
Velikost	22 A
Převodový poměr	4,83
Krouticí moment [Nm]	38,5
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	290

## 7 Výpočet hřídele

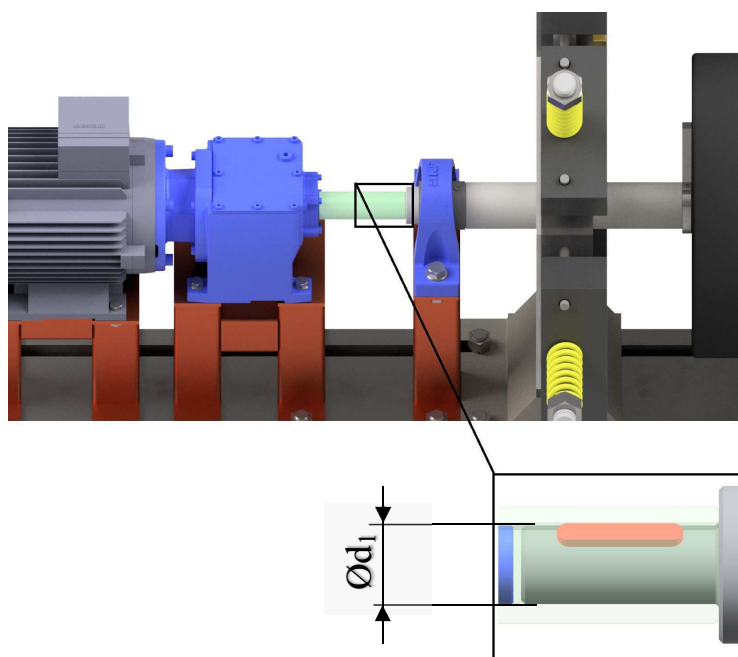
V této části provádím výpočty hřídele, která přenáší krouticí moment na buben pomocí pera (Obr. 7-1). Jako materiál polotovaru volím konstrukční ocel 14 220.4.

Jako první počítám sílu působící na bok pera (7.1), která je vyvolána krouticím momentem převodovky. Další výpočet podle vzorce (7.2) mi určuje tlak na stěnu pera, ten potom porovnávám s dovoleným (7.3).

Tab. 6 - Vlastnosti materiálu 14 220.4

E =	206 000	Mpa
R <sub>m14220</sub> =	785	MPa
R <sub>e14220</sub> =	590	MPa

### 7.1 Kontrolní výpočet přenesení točivého momentu perem



Obr. 7-1 Detail počítaného pera

Pro přenos točivého momentu jsem zvolil PERO 6x6x32 ČSN 02 2562 [5] z materiálu 11 600.1, pro který je dovolený tlak  $p_{Dp}=130$  MPa.

Výpočet síly působící na pero  $F_p$

$$F_p = \frac{T_p}{\frac{d_1}{2}} = \frac{38500}{\frac{20}{2}} = 3850 \text{ N} \quad (7.1)$$



Výpočet tlaku působící na pero  $p_p$

$$p_p = \frac{F_p}{t_{1p} \cdot (l_p - b_p)} = \frac{3850}{2,5 \cdot (32 - 6)} = 59 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

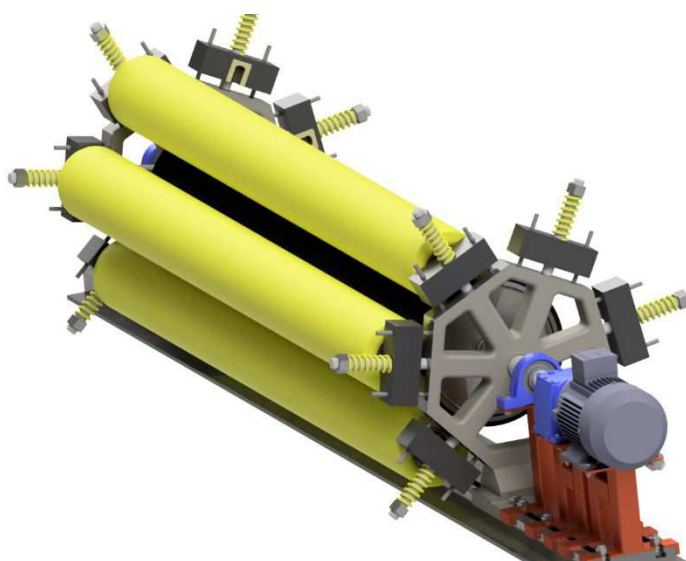
Tlaková podmínka

$$p_p \leq p_{Dp} \quad (7.3)$$

$$59 < 130$$

Pero vyhovuje

## 7.2 Zatížení hřídele



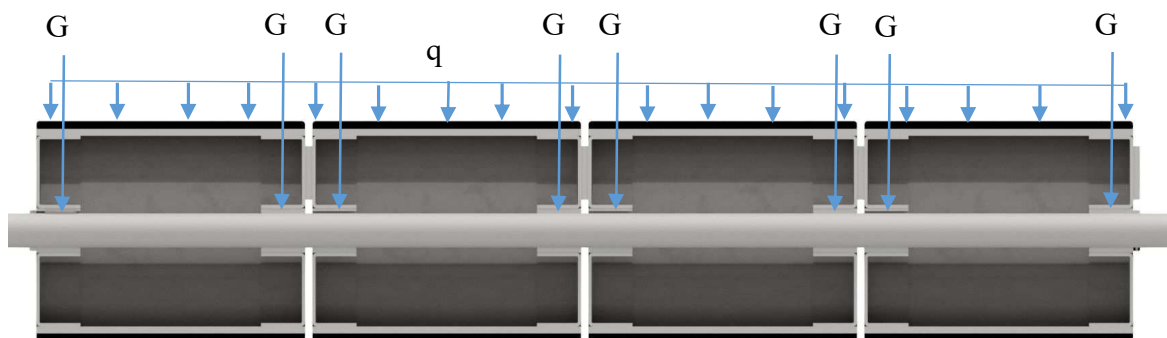
Obr. 7-2 Zkoušení třech válečků

Pro výpočet statické bezpečnosti hřídele volím zatížení třemi válečky na jedné straně (Obr. 7-2). Je to z důvodu toho, že na hřídel pak působí síly ve dvou osách. Nejprve je nutné vypočítat gravitační sílu  $G_{val}$  (7.4) působící na dopravní váleček. Ta se přičte ke spojitému zatížení. Tyto dvě složky se rozdělí mezi osm podpor (Obr. 7-3), které pod úhly zatěžují hřídel. Do výsledné zatěžující síly se přičítá i váha bubnu  $m_B = 50 \text{ kg}$  zjištěná v programu Inventor [13].

Provedu výpočet pouze horního válečku, jehož umístění je zakresleno na obrázcích (Obr. 7-4, Obr. 7-5) a zatížení od ostatních uvedu v tabulce (Tab. 7). Síla vyvinutá spodním válečkem je bez gravitační síly válečku, jelikož je pod vodorovnou osou bubnu.

Výpočet gravitační síly působící na váleček  $G_{val}$

$$G_{val} = m_{val} \cdot g = 50,6 \cdot 9,81 = 496,4 \text{ N} \quad (7.4)$$



Obr. 7-3 Síly zatěžující hřídel

Výpočet zatěžující síly válečkem G

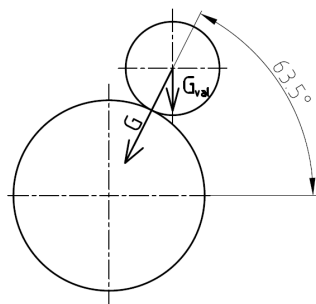
Výsledek získám upravením rovnice (7.5)

$$q_c \cdot l_q = n_G \cdot G \quad (7.5)$$

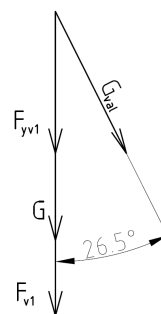
$$\frac{m_{max} \cdot g}{l_q} \cdot l_q = n_G \cdot G$$

$$G = \frac{m_{max} \cdot g}{n_G} = \frac{368 \cdot 9,81}{8} = 451,3 \text{ N}$$

Výpočet síly  $F_{v1}$  působící na hřídel horním válečkem pod úhlem  $\gamma_1$



Obr. 7-4 Působení sil horním válečkem



Obr. 7-5 Rozložení sil horního válečku

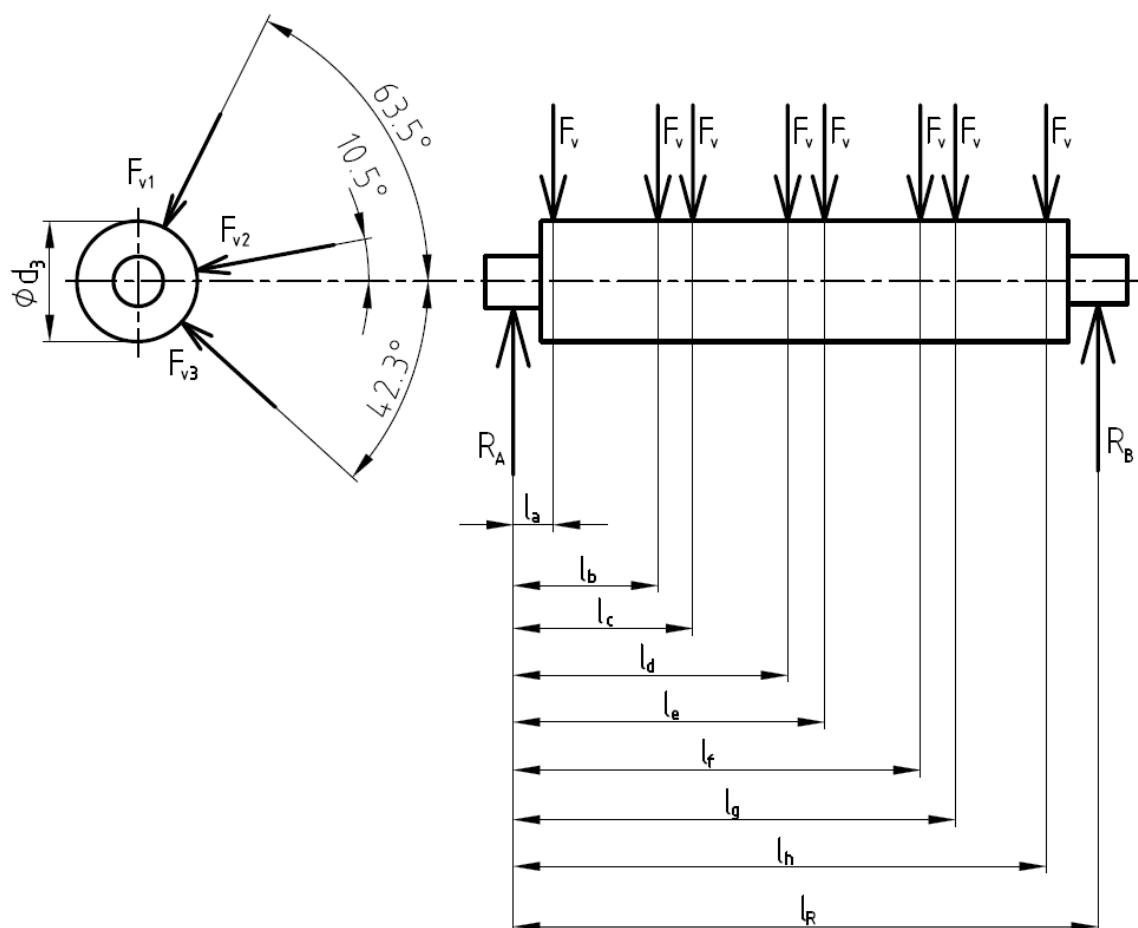
$$F_{yv1} = \cos(\gamma_1) \cdot \frac{G_{val}}{n_G} = \cos(26,5) \cdot \frac{496,4}{8} = 55,5 \text{ N} \quad (7.6)$$

$$F_{v1} = F_{yv1} + G = 55,5 + 451,3 = 506,8 \text{ N} \quad (7.7)$$

Tab. 7 - Síly válečků působící na hřídel

$F_{v2} =$	11,3	N
$\gamma_2 =$	79,5	°
$F_{v2} =$	462,6	N
$\gamma_3 =$	42,3	°
$F_{v3} =$	451,3	N

### 7.3 Souhrn sil působících na hřídel



Obr. 7-6 Síly působící na hřídel

Výpočet podpory  $R_{By}$  z momentové podmínky  $M_{Ay} = 0 \text{ Nmm}$

Nejprve je nutné vypočítat síly působící v rovině Y-Z, dále gravitační sílu bubnu, která se rozloží mezi dvě podpory a následně určit všechny ohybové momenty.

$$F_{v1y} = F_{v1} \cdot \sin(63,5) = 506,8 \cdot \sin(63,5) = 453,55 \text{ N} \quad (7.8)$$

$$F_{v2y} = F_{v2} \cdot \sin(10,5) = 462,6 \cdot \sin(10,5) = 84,3 \text{ N} \quad (7.9)$$

$$F_{v3y} = F_{v3} \cdot \sin(42,3) = 451,3 \cdot \sin(42,3) = 303,7 \text{ N} \quad (7.10)$$

$$F_{Bg} = \frac{m_B \cdot g}{2} = \frac{50 \cdot 9,81}{2} = 245,25 \text{ N} \quad (7.11)$$

$$M_{v1y} = F_{v1y} \cdot (l_a + l_b + l_c + l_d + l_e + l_f + l_g + l_h) \quad (7.9)$$

$$M_{v1y} = 453,55 \cdot (301,5 + 631,5 + 706,5 + 1036,5 + 1111,5 + 1441,5 + 1516,5 + 1846,5)$$

$$M_{v1y} = 3896674,8 \text{ Nmm}$$

$$M_{v2y} = F_{v2y} \cdot (l_a + l_b + l_c + l_d + l_e + l_f + l_g + l_h) \quad (7.12)$$

$$M_{v2y} = 84,3 \cdot (301,5 + 631,5 + 706,5 + 1036,5 + 1111,5 + 1441,5 + 1516,5 + 1846,5)$$

$$M_{v2y} = 724263,5 \text{ Nmm}$$

$$M_{v3y} = F_{v3y} \cdot (l_a + l_b + l_c + l_d + l_e + l_f + l_g + l_h) \quad (7.13)$$

$$M_{v3y} = 303,7 \cdot (301,5 + 631,5 + 706,5 + 1036,5 + 1111,5 + 1441,5 + 1516,5 + 1846,5)$$

$$M_{v3y} = 2609238,6 \text{ Nmm}$$

$$M_B = F_{Bg} \cdot (l_a + l_b + l_c + l_d + l_e + l_f + l_g + l_h) \quad (7.14)$$

$$M_B = 245,25 \cdot (301,5 + 631,5 + 706,5 + 1036,5 + 1111,5 + 1441,5 + 1516,5 + 1846,5)$$

$$M_B = 2107065,4 \text{ Nmm}$$

$$M_{Ay} = -M_{v1y} - M_{v2y} + M_{v3y} - M_B + R_{By} \cdot l_R = 0 \text{ Nmm} \quad (7.15)$$

$$R_{By} = \frac{M_{v1y} + M_{v2y} - M_{v3y} + M_B}{l_R}$$

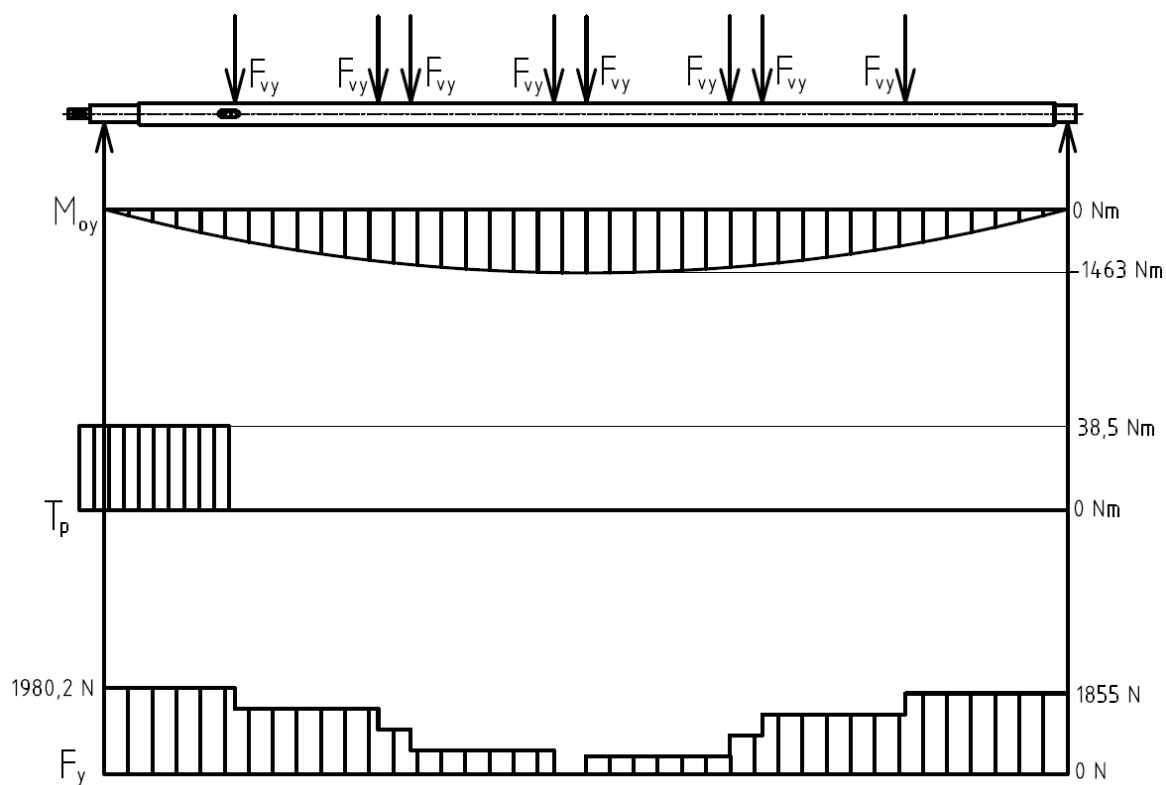
$$R_{By} = \frac{3896674,8 + 724263,5 - 2609238,6 + 2107065,4}{2220,4} = 1855 \text{ N}$$

Výpočet podpory  $R_{Ay}$  získám z podmínky  $\sum F_y = 0 \text{ N}$

$$R_{Ay} - 8 \cdot F_{v1y} - 8 \cdot F_{v2y} + 8 \cdot F_{v3y} - 8 \cdot F_{Bg} + R_{By} = 0 \text{ N} \quad (7.16)$$

$$R_{Ay} = 8 \cdot F_{v1y} + 8 \cdot F_{v2y} - 8 \cdot F_{v3y} + 8 \cdot F_{Bg} - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 8 \cdot 453,55 + 8 \cdot 84,3 - 8 \cdot 303,7 + 8 \cdot 245,25 - 1855 = 1980,2 \text{ N}$$



Obr. 7-7 Působení sil na hřídel v rovině Y-Z a průběhy ohybových a točivých momentů

Výpočet podpory  $R_{Bx}$  v rovině X-Z z momentové podmínky  $M_{Ax} = 0 \text{ Nmm}$

Výpočet je obdobný, jako u podpory  $R_{By}$

$$F_{v1x} = F_{v1} \cdot \cos(63,5) = 506,8 \cdot \cos(63,5) = 226,13 \text{ N} \quad (7.17)$$

$$F_{v2x} = F_{v2} \cdot \cos(10,5) = 462,6 \cdot \cos(10,5) = 454,85 \text{ N} \quad (7.18)$$

$$F_{v3x} = F_{v3} \cdot \cos(42,3) = 451,3 \cdot \cos(42,3) = 333,8 \text{ N} \quad (7.19)$$

$$M_{v1x} = F_{v1x} \cdot (l_a + l_b + l_c + l_d + l_e + l_f + l_g + l_h) \quad (7.20)$$

$$M_{v1x} = 226,13 \cdot (301,5 + 631,5 + 706,5 + 1036,5 + 1111,5 + 1441,5 + 1516,5 + 1846,5)$$

$$M_{v1x} = 1942795,9 \text{ Nmm}$$

$$M_{v2x} = F_{v2x} \cdot (l_a + l_b + l_c + l_d + l_e + l_f + l_g + l_h) \quad (7.21)$$

$$M_{v2x} = 454,85 \cdot (301,5 + 631,5 + 706,5 + 1036,5 + 1111,5 + 1441,5 + 1516,5 + 1846,5)$$

$$M_{v2x} = 3907843,8 \text{ Nmm}$$

$$M_{v3x} = F_{v3x} \cdot (l_a + l_b + l_c + l_d + l_e + l_f + l_g + l_h) \quad (7.22)$$

$$M_{v3x} = 333,8 \cdot (301,5 + 631,5 + 706,5 + 1036,5 + 1111,5 + 1441,5 + 1516,5 + 1846,5)$$

$$M_{v3x} = 2867842,7 \text{ Nmm}$$

$$M_{Ax} = -M_{v1x} - M_{v2x} - M_{v3x} + R_{Bx} \cdot l_R = 0 \text{ Nmm} \quad (7.23)$$

$$R_{Bx} = \frac{M_{v1x} + M_{v2x} + M_{v3x}}{l_R}$$

$$R_{Bx} = \frac{1942795,9 + 3907843,8 + 2867842,7}{2220,4} = 3926,5 \text{ N}$$

Výpočet podpory  $R_{Ax}$  získám z podmínky  $\sum F_x = 0 \text{ N}$

$$R_{Ax} - 8 \cdot F_{v1x} - 8 \cdot F_{v2x} + 8 \cdot F_{v3x} + R_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (7.24)$$

$$R_{Ax} = 8 \cdot F_{v1x} + 8 \cdot F_{v2x} - 8 \cdot F_{v3x} - R_{Bx}$$

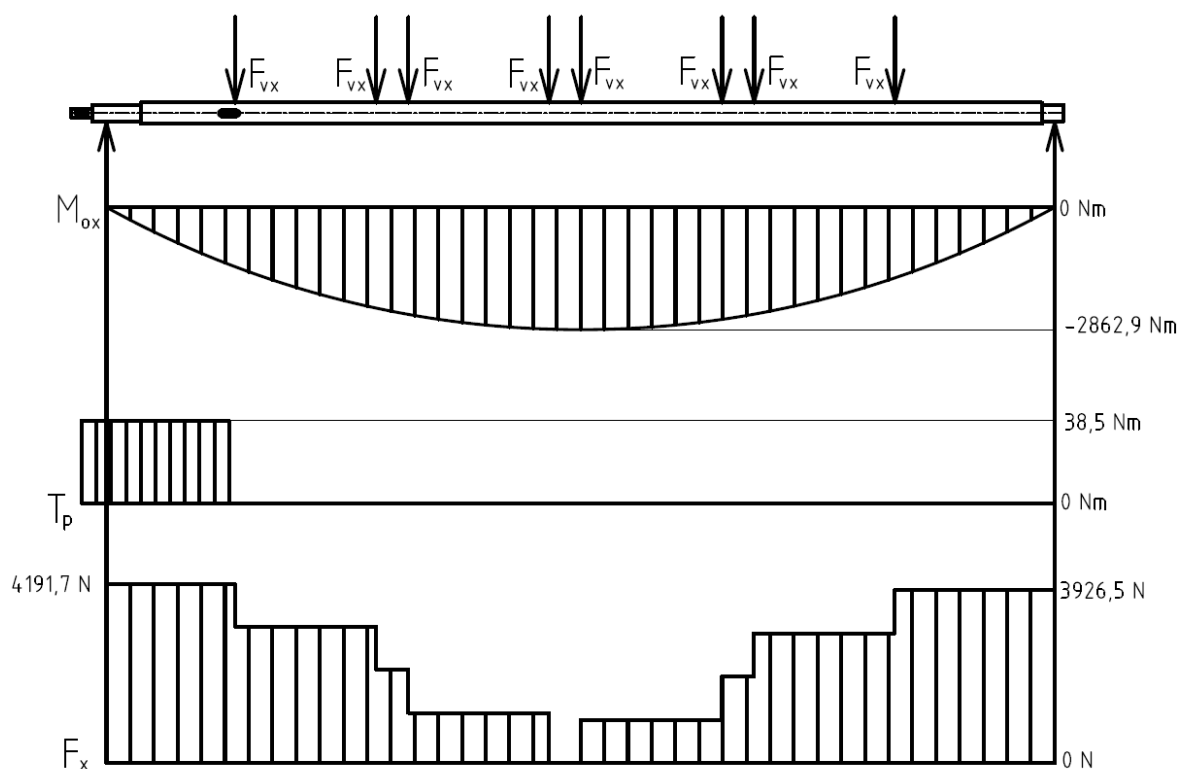
$$R_{Ax} = 8 \cdot 226,13 + 8 \cdot 454,85 + 8 \cdot 333,8 - 3926,5 = 4191,7 \text{ N}$$

Výpočet výsledné radiální reakce  $R_{Av}$

$$R_{Av} = \sqrt{(R_{Ay})^2 + (R_{Ax})^2} = \sqrt{1980,2^2 + 4191,7^2} = 4635,9 \text{ N} \quad (7.25)$$

Výpočet výsledné radiální reakce  $R_{Bv}$

$$R_{Bv} = \sqrt{(R_{By})^2 + (R_{Bx})^2} = \sqrt{1855^2 + 3926,5^2} = 4342,6 \text{ N} \quad (7.26)$$



Obr. 7-8 Působení sil na hřídel v rovině X-Z a průběhy ohybových a točivých momentů

Výpočet maximálního ohybového momentu  $M_{0max}$

$$M_{v1max} = F_{v1x} \cdot [(l_e - l_d) + (l_e - l_c) + (l_e - l_b) + (l_e - l_a)] \quad (7.27)$$

$$M_{v1max} = 226,13 \cdot (4 \cdot 1111,5 - 1036,5 - 706,5 - 631,5 - 301,5)$$

$$M_{v1max} = 400250,1 \text{ Nmm}$$

$$M_{v2max} = F_{v2x} \cdot [(l_e - l_d) + (l_e - l_c) + (l_e - l_b) + (l_e - l_a)] \quad (7.28)$$

$$M_{v2max} = 454,85 \cdot (4 \cdot 1111,5 - 1036,5 - 706,5 - 631,5 - 301,5)$$

$$M_{v2max} = 805084,5 \text{ Nmm}$$

$$M_{v3max} = F_{v3x} \cdot [(l_e - l_d) + (l_e - l_c) + (l_e - l_b) + (l_e - l_a)] \quad (7.29)$$

$$M_{v3max} = 333,8 \cdot (4 \cdot 1111,5 - 1036,5 - 706,5 - 631,5 - 301,5)$$

$$M_{v3max} = 590826 \text{ Nmm}$$

$$M_{omax} = -R_{Ax} \cdot l_e + M_{v1max} + M_{v2max} + M_{v3max} \quad (7.30)$$

$$M_{omax} = -4191,7 \cdot 1111,5 + 400250,1 + 805084,5 + 590826$$

$$M_{omax} = -2862913,9 \text{ Nmm}$$

Výpočet největšího ohybového napětí  $\sigma_{omax}$

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{32}} = \frac{2862913,9}{\pi \cdot \frac{50^3}{32}} = 233,3 \text{ MPa} \quad (7.31)$$

Výpočet největšího smykového napětí  $\tau_{smax}$

$$\tau_{smax} = \frac{T_p}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{16}} = \frac{38,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot \frac{20^3}{16}} = 24,5 \text{ MPa} \quad (7.32)$$

Výpočet redukovaného napětí dle Guesta  $\sigma_{red}$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{omax}^2 + 4 \cdot \tau_{smax}^2} = \sqrt{233,3^2 + 4 \cdot 24,5^2} = 238,4 \text{ MPa} \quad (7.33)$$

Součinitel statické bezpečnosti  $k_s$

$$k_s = \frac{R_{e14220}}{\sigma_{red}} = \frac{590}{238,4} = 2,47 \quad (7.34)$$

Bezpečnost hřídele by se měla pohybovat v intervalu (1,5 – 2,5). Jelikož je  $k_s > 1,5$  hřídel vyhovuje z hlediska bezpečnosti.



## 8 Ložiskové jednotky

K ustavení hřídele jsem použil stojaté ložiskové jednotky SY 40 TF s kuličkovým ložiskem [9] firmy SKF.



Obr. 8-1 Ložisková jednotka SKF SY 40 TF

Tab. 8 - Ložisko

C =	30,7	kN
C <sub>0</sub> =	19	kN
n <sub>Lmax</sub> =	4800	min <sup>-1</sup>

Ložiska jsou zatěžována vypočítanými silami v podporách  $R_{Av}$  a  $R_{Bv}$  a vahou bubnů. K určení jejich životnosti použiji reakci v podpoře  $R_{Av}$ .

Jelikož na ložisko nepůsobí žádná axiální síla, použiji zjednodušený výpočet životnosti při 90% spolehlivosti.

Základní trvanlivost ložiska v miliónech otáček  $L_{10}$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{R_{Av}} \right)^p = \left( \frac{30,7 \cdot 10^3}{4635,9} \right)^3 = 290,4 \text{ mil. ot.} \quad (8.1)$$

kde:

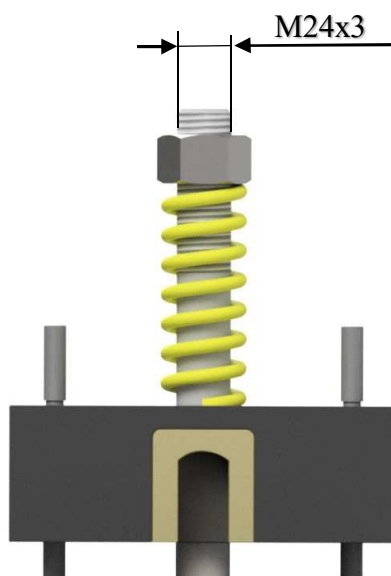
$C$  – dynamická únosnost ložiska

Trvanlivost v provozních hodinách  $L_{10h}$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 290} \cdot 1979,85 = 16690,3 \text{ hod} \quad (8.2)$$

## 9 Kontrola šroubu a matice

V této části určím bezpečnost závitu šroubu a zkontroluji výšku matice. S ohledem na vnitřní průměr pružiny volím šroub a matici s metrickým závitem. Všechny uvedené rozměry závitu jsou uvedeny ve strojnických tabulkách [5].



Obr. 9-1 Detail šroubu s maticí a pružinou

### 9.1 Pevnostní výpočet matice

Volím matici M24x3 ČSN EN 24032 z materiálu 11 423 s dovoleným měrným tlakem  $p_{D11423}=20$  MPa [5].

Výpočet úhlu stoupání závitu  $\psi$

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_m}{\pi \cdot D_{2m}}\right) = \arctg\left(\frac{3}{\pi \cdot 22,051}\right) = 2,48^\circ \quad (9.1)$$

Výpočet redukovaného třecího úhlu závitu  $\varphi$

Kde součinitel smykového tření volím pro ocel – ocel s mazáním  $f_z=0,12$  [5].

$$\varphi = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_z}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,12}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 7,89^\circ \quad (9.2)$$

Podmínka samosvornosti

$$\begin{aligned}\psi &\leq \varphi \\ 2,48 &< 7,89\end{aligned}\tag{9.3}$$

Matice je samosvorná.

Nosná hloubka závitu  $H_1$

$$H_1 = \frac{d_s - D_{1m}}{2} = \frac{24 - 20,752}{2} = 1,624 \text{ mm}\tag{9.4}$$

Výpočet měrného tlaku působícího na závit matice  $p_m$

$$p_m = \frac{F_{pr}}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot \frac{m_m}{P_m}} = \frac{1805}{\pi \cdot 22,051 \cdot 1,624 \cdot \frac{21,5}{3}} = 2,23 \text{ Mpa}\tag{9.5}$$

Podmínka měrného tlaku pro materiál 11 423

$$\begin{aligned}p_m &\leq p_{D11423} \\ 2,23 &< 20\end{aligned}\tag{9.6}$$

Podmínka je splněna

## 9.2 Pevnostní výpočet šroubu

Volím šroub se závitem M24x3 o pevnosti  $R_{es}=300 \text{ Mpa}$  [5].

Obvodová síla na závitu  $F_{TZ}$

$$F_{TZ} = F_{pr} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi) = 1805 \cdot \operatorname{tg}(7,89 + 2,48) = 330,3 \text{ N}\tag{9.7}$$

Třecí moment závitu  $M_k$

$$M_k = M_{TM} + M_{TZ} = 2 \cdot M_{TZ}\tag{9.8}$$

$$M_k = 2 \cdot M_{TZ} = 2 \cdot F_{TZ} \cdot \frac{d_{2s}}{2} = 330,3 \cdot 22,051 = 7283,4 \text{ Nmm}$$

Namáhání šroubu na krut  $\tau_k$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{3\dot{s}}^3}{16}} = \frac{7283,4}{\frac{\pi \cdot 20,319^3}{16}} = 4,42 \text{ MPa} \quad (9.9)$$

Namáhání šroubu na tah  $\sigma_t$

$$\sigma_t = \frac{F_{pr}}{S_{\dot{s}}} = \frac{F_{pr}}{\pi \cdot \frac{d_{3\dot{s}}^2}{4}} = \frac{1805}{\pi \cdot \frac{20,319^2}{4}} = 5,57 \text{ MPa} \quad (9.10)$$

Výpočet redukovaného napětí podle Guestovy hypotézy pevnosti  $\sigma_{\text{šred}}$

$$\sigma_{\text{šred}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{5,57^2 + 4 \cdot 4,42^2} = 10,45 \text{ MPa} \quad (9.11)$$

Výpočet koeficientu bezpečnosti závitu  $k_{sz}$

$$k_{sz} = \frac{R_{e\dot{s}}}{\sigma_{\text{šred}}} = \frac{300}{10,45} = 28,7$$

## 10 Valivý odpor

V této části zkontroluji pomocí podmínky (10.4), jestli příslušný motor stačí roztáčet všech 6 válečků najednou při působení valivého odporu mezi válečkem a pryží. Součinitel valivého tření mezi válečkem a tvrdou pryží je  $\zeta = 0,0077$  [12]. Výpočet se provede s maximálním zatížením všech válečků.

Výpočet výsledné třecí síly všech válečků  $F_{tv}$

$$F_t = \zeta \cdot F_v [N] \quad (10.1)$$

$$F_{tHV} = 2 \cdot \zeta \cdot F_{v1} = 2 \cdot 0,0077 \cdot 2249,24 = 34,64 \text{ N}$$

$$F_{tSV} = 2 \cdot \zeta \cdot F_{v2} = 2 \cdot 0,0077 \cdot 1895,46 = 29,2 \text{ N}$$

$$F_{tDV} = 2 \cdot \zeta \cdot F_{v3} = 2 \cdot 0,0077 \cdot 1805 = 27,8 \text{ N}$$

$$F_{tv} = F_{tHV} + F_{tSV} + F_{tDV} = 34,64 + 29,2 + 27,8 = 91,64 \text{ N} \quad (10.2)$$

kde:

$\zeta$  – součinitel valivého odporu ocel – pryž

Výpočet síly působící na poloměru bubnu  $F_{RB}$

$$F_{RB} = \frac{T_P}{\frac{D_B}{2}} = \frac{38,5 \cdot 10^3}{\frac{324}{2}} = 237,65 \text{ N} \quad (10.3)$$

Podmínka překonání třecí síly

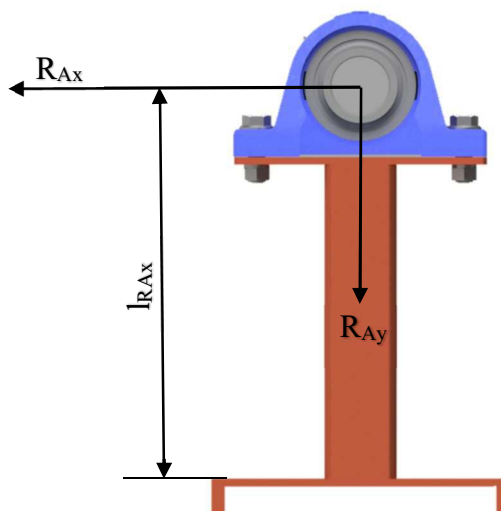
$$F_{tv} < F_{RB} \quad (10.4)$$

$$91,64 < 237,65$$

Podmínka je splněna, výkon motoru je dostačující, při plném zatížení.

## 11 Kontrola nosného prvku ložiskové jednotky

Testování třech válečků na jedné straně zařízení způsobuje vysokou hodnotu reakce v podpoře  $R_A$ . Je tedy nutné zkontrolovat čtvercovou trubku, kterou volím dle tabulek [5] TR 4HR 50x3 na ohyb. Ta tvoří díl nosného prvku ložiskové jednotky (Obr. 11-1). Její spodní část je přivařená k podložce, která jezdí po kolejnici. Z tohoto důvodu je potřeba vypočítat bezpečnost jejich vzájemného svaru (Obr. 11-2), který volím koutový s výškou  $h_{sv}=10\text{mm}$  a délkou  $l_{sv}=50\text{mm}$ . Svar je namáhán na ohyb a tlak. Hodnotu dovoleného napětí materiálu 11 423 volím  $\sigma_{D11423}=185\text{ MPa}$  a mez kluzu v tahu  $R_{e11423}=260\text{ MPa}$  dle strojnických tabulek [5].



Obr. 11-1 Ohyb působící na nosný prvek

Výpočet ohybového momentu  $M_{R_{Ax}}$

$$M_{R_{Ax}} = R_{Ax} \cdot l_{R_{Ax}} = 4191,7 \cdot 277,6 = 1163615,9 \text{ Nmm} \quad (11.1)$$

Výpočet namáhání trubky na ohyb  $\sigma_{oTR}$

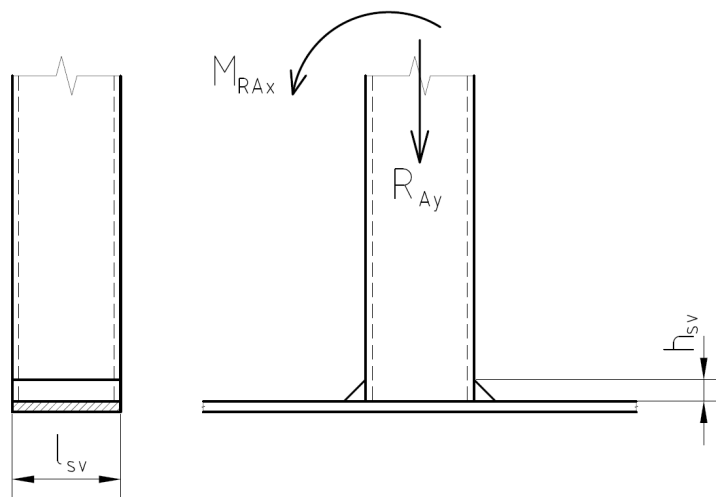
$$\sigma_{oTR} = \frac{M_{R_{Ax}}}{W_{TR}} = \frac{M_{R_{Ax}}}{\frac{B_{TR}^4 - b_{TR}^4}{6 \cdot B_{TR}}} = \frac{1163615,9}{\frac{50^4 - 44^4}{6 \cdot 50}} = 139,5 \text{ MPa} \quad (11.2)$$

Pevnostní podmínka namáhání trubky v ohybu

$$\sigma_{oTR} < \sigma_{D11423} \quad (11.3)$$

$$139,5 < 185$$

Podmínka splněna, trubka vydrží ohybové napětí



Obr. 11-2 Svary nosného prvku

Výpočet ohybového napětí svaru  $\sigma_{sv}$

Nejdříve je nutné vypočítat kvadratický moment do roviny připojení sklopeného průřezu svaru vůči ose Y (11.4) s použitím Steinerovy věty [6].

$$J_{yTR} = 2 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot (\sqrt{2} \cdot h_{sv}^2)^3 \cdot l_{sv} + \sqrt{2} \cdot h_{sv}^2 \cdot l_{sv} \cdot \left( \frac{B_{TR} + \sqrt{2} \cdot h_{sv}^2}{2} \right)^2 \right] \quad (11.4)$$

$$J_{yTR} = 2 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot (\sqrt{2} \cdot 10^2)^3 \cdot 50 + \sqrt{2} \cdot 10^2 \cdot 50 \cdot \left( \frac{50 + \sqrt{2} \cdot 10^2}{2} \right)^2 \right]$$

$$J_{yTR} = 1478164,4 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{sv} = \frac{M_{RAx}}{W_{osv}} = \frac{M_{RAx}}{\frac{J_{yTR}}{\frac{B_{TR}}{2} + \sqrt{2} \cdot h_{sv}^2}}} = \frac{1163615,9}{\frac{1478164,4}{\frac{50}{2} + \sqrt{2} \cdot 10^2}} = 30,8 \text{ MPa} \quad (11.5)$$

Výpočet tlakového namáhání svaru  $\sigma_{tsv}$

$$\sigma_{tsv} = \frac{R_{Ay}}{S_{sv}} = \frac{R_{Ay}}{2 \cdot \frac{2}{3} \cdot h_{sv} \cdot l_{sv}} = \frac{1980,2}{2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 10 \cdot 50} = 3 \text{ MPa} \quad (11.6)$$

Výpočet redukovaného napětí svaru dle Guestovy hypotézy  $\sigma_{svred}$

$$\sigma_{svred} = \sqrt{\sigma_{sv}^2 + 4 \cdot \sigma_{tsv}^2} = \sqrt{30,8^2 + 4 \cdot 3^2} = 30,9 \text{ MPa} \quad (11.7)$$

Výpočet bezpečnosti svarového spoje  $k_{sv}$

Volím převodní součinitel koutových svarů  $k_3=0,85$  [6]

$$k_{sv} = k_3 \cdot \frac{R_{e11423}}{\sigma_{svred}} = 0,85 \cdot \frac{260}{30,9} = 7,15 \quad (11.8)$$



## 12 Závěr

Za pomoci literatur jsem napsal rešerši v oblasti dopravníků a jejich rozdělení. Jelikož můj zvolený hladký váleček se používá u pásových dopravníků, uvedl jsem i jejich podrobnější informace například jaký se používá pohon nebo dopravní pás.

Hlavní částí bakalářské práce byl návrh konceptu zkušebního zařízení pro životnostní zkoušky šesti válečků, které pohání sada pogumovaných bubnů. Přítlačná radiální síla působící na váleček se nastavuje utahováním matice, která stlačuje pružinu tlačníku. V tom jsou vyměnitelná pouzdra, do kterých se vkládají konce hřídelů válečku. Možná výměna je kvůli různým velikostem hřídele.

Jakmile jsem měl předběžný model testovacího zařízení hotov, provedl jsem výpočet a návrh pružiny, která je potřeba k vyvození přítlačné síly působící na tlačník. Zvolil jsem pružinu 81/10/3 -1.1200. Pro pohon bubnu, který roztáčí všechny válečky najednou, jsem zvolil motor 90L a převodovku typu MTC 22 A vyrobené firmou TOS Znojmo. Krouticí moment mezi převodovkou a hřídelí, na které jsou nasunuty bubny, se přenáší pomocí pera. To jsem zkontroloval pomocí tlakové podmínky, které vyhověl. Následoval výpočet bezpečnosti hřídele, a to v případě, kdy by se testovaly pouze tři válečky. Na hřídel pak působí síly ve dvou osách. Tomuto výpočtu hřídel vyhověla, bezpečnost byla větší než 1,5. K závěru nesmí chybět ani kontrola životnosti ložiskových jednotek vyrobené firmou SKF, ve kterých je nalisovaná hřídel. Dále byla provedena kontrola matice a šroubu, na které působí síly vyvolané stlačováním pružiny. V neposlední řadě je spočítán valivý odpor mezi kovovým pláštěm válečku a pryžovým povrchem bubnu. Ten sloužil ke kontrole potřebného výkonu motoru, jenž byl podle výpočtů vyhovující. Kvůli velkému zatížení ložiskové jednotky v ose X, jsem provedl kontrolní výpočet ohybu nosného prvku a určení bezpečnosti jeho svarů. Tato kontrola opět vyhověla.

Nakonec jsem vyhotovil výkres sestavy a výrobní výkresy hřídele a tlačníku, tudíž jsem splnil všechny cíle své bakalářské práce.

## Seznam použité literatury

- [1] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J. *Dopravní a manipulační zařízení*. Skriptum pro bakalářské studium. Brno: VUT Brno, 2000.
- [2] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979, 454 s
- [3] POLÁK, Jaromír; PAVLIŠKA, Jiří; SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vydání. Ostrava : VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2001. 104 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [4] POLÁK, Jaromír, et al. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vydání. Ostrava : VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2003. 109 s. ISBN 80-248-0493 X.
- [5] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. čtvrté doplněné vydání. Úvaly : ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] Kaláb, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: vysokoškolská příručka*. Technická univerzita Ostrava, 2015.
- [7] *TRANSROLL - CZ* [online]. 2016 [cit. 2016-05-08]. Katalog hladkých dopravníkových válečků. Dostupné z WWW: <[http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog\\_cz\\_2015-10-0a9fb.pdf?redir](http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf?redir)>.
- [8] *TOS ZNOJMO* [online]. 2016 [cit. 2016-05-08]. Produkce. Dostupné z WWW: <<http://tos-znojmo.cz/>>.
- [9] *SKF* [online]. 2016 [cit. 2016-05-08]. Stojaté ložiskové jednotky Y. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/plummer-block/index.html>>.
- [10] *HENNLICH* [online]. 2016 [cit. 2016-05-08]. Tlačné pružiny. Dostupné z WWW: <<https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162.html>>.
- [11] *UČÍME V PROSTORU* [online]. 2016 [cit. 2016-05-08]. Dopravní a zdvihací stroje. Dostupné z WWW: <[http://uvp3d.cz/drtic/?page\\_id=2128](http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2128)>.
- [12] *CONVERTER* [online]. 2016 [cit. 2016-05-08]. *Valivé tření (valivý odpor)*. Dostupné z WWW: <<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>.
- [13] Inventor Professional. Ver. 2016. Autodesk, studentská verze, 2016.

## Seznam příloh

1. Výkres sestavy – SKL0038-BP-01
2. Výrobní výkres hřídele – SKL0038-BP-01.1
3. Výrobní výkres tlačníku – SKL0038-BP-01.2